

PAT-NO: JP401175518A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 01175518 A

TITLE: CONTROL METHOD FOR AIR CONDITIONER OF VEHICLE

PUBN-DATE: July 12, 1989

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

TAKAHASHI, TADAHIRO

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

DIESEL KIKI CO LTD

N/A

APPL-NO: JP62336371

APPL-DATE: December 28, 1987

INT-CL (IPC): B60H001/32, B60H001/00

US-CL-CURRENT: 62/239

ABSTRACT:

PURPOSE: To carry out both reduction of engine load and air conditioning property in an air conditioner for a vehicle mounting a variable displacement compressor by obtaining a compressor driving torque estimate value from a heat load and an intake pressure set value and comparing same with a torque distribution value to the compressor to control the intake pressure set value.

CONSTITUTION: A compressor driving torque distribution value is obtained from an engine load which is obtained by the outputs of an accelerator step-in quantity sensor 31 and an inclination sensor 32 and inputted into a comparing means 47 while, on the other hand, an intake pressure set value and a mix door

opening are obtained from a heat load operated by a heat load operating means 43 via operating means 44, 45 and, further, obtaining a compressor driving torque estimate value by an operating means 46. The comparing means 47 compares the torque distribution value with the torque estimate value and corrects the intake pressure set value and the mix door opening and outputs same to their respective control means 49, 40. By this structure, both reduction of engine load and air conditioning property can be carried out.

COPYRIGHT: (C)1989,JPO&Japio

⑫ 公開特許公報(A) 平1-175518

⑤Int.Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑬公開 平成1年(1989)7月12日

B 60 H 1/32
1/001 0 2
1 0 1N-7001-3L
D-7153-3L

審査請求 未請求 発明の数 1 (全10頁)

⑭発明の名称 車軸用空気調和装置の制御方法

⑮特 願 昭62-336371

⑯出 願 昭62(1987)12月28日

⑰発明者 高 橋 忠 広 埼玉県大里郡江南町大字千代字東原39番地 デーゼル機器株式会社江南工場内
 ⑱出 願 人 デーゼル機器株式会社 東京都渋谷区渋谷3丁目6番7号
 ⑲代 理 人 弁理士 宮 園 純 一

明 細 書

1. 発明の名称

車軸用空気調和装置の制御方法

2. 特許請求の範囲

冷媒吸入圧力制御機構Dを有する可変容量型コンプレッサ及び上記吸入圧力制御機構Dを制御する吸入圧力制御手段を備えた車軸用空気調和装置の制御方法において、熱負荷とあらかじめ設定した特性Xとから吸入圧力設定値 P_{s1} を求め、この吸入圧力設定値 P_{s1} と熱負荷とあらかじめ設定した特性Vとからコンプレッサ駆動トルク予想値 T_1 を求める一方エンジン負荷とあらかじめ設定した特性Wで求めたコンプレッサ駆動トルク配分値 T_2 と上記予想値 T_1 との大きさを比較し、上記配分値 T_2 が上記予想値 T_1 より大きいときは吸入圧力制御手段により吸入圧力を上記吸入圧力設定値 P_{s1} に設定し、上記配分値 T_2 が上記予想値 T_1 より小さいときは上記予想値 T_2 とあらかじめ設定した上記特性Vとから求めた吸入圧力設定値 P_{s2} に吸入圧力を設定したことを特徴とする車軸用空気調和装

置の制御方法。

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

この発明は可変容量型コンプレッサにおける冷媒の吸入圧力を制御する車軸用空気調和制御装置の制御方法に関するものである。

〔従来の技術〕

従来、第14図に示すように車軸用空気調和制御装置の冷房サイクルはコンプレッサ1とコンデンサ81とリキッドタンク83及びエバポレータ80等で構成されている。

近時、上記コンプレッサは容量制御型のものが普及しつつあり、これによれば熱負荷82に見合っ、容量をリニアにコントロールすることができ、熱負荷82に十分対応できて、冷房フィーリングを向上できるとともに、サイクリング制御時に発生していたコンプレッサ1のON、OFFに基づくショックがエンジンにかからず、走行性を優れたものとできる。この種の容量制御型コンプレッサ1の一例としては、コンプレッサ1を斜板式のものか

ら構成し、斜板の傾斜角度 θ を変え、コンプレッサ1の冷媒吸入圧力 P_s を制御して容量を自動調整するものが公知である。

この場合、上記のコンプレッサ1に電磁アクチュエータ68を含む吸入圧力制御機構Dを設け、熱負荷検出手段Sの出力でこれを外部より電氣的に制御するようにして補正を加えている。

〔発明が解決しようとする問題点〕

従来の車輦用空気調和装置の制御方法は以上のように構成されているので、吸入圧力制御機構Dを熱負荷検出手段Sの出力で制御しているだけである。従って従来車輦が加速や登坂走行となりエンジン負荷が増大した場合は、コンプレッサへのエンジン負担を軽減し、加速や登坂がスムーズに行なえるようにしなければならないが、従来のものではこのような要求に満足に答えられない。但し、加速や登坂時にコンプレッサの容量を小さくしたりカットオフする案も公知ではあるが、エンジン負担を軽減すること、空調性を満足することの両方に厳密に答えることは困難であった。

この発明は上記のような問題点を解消するためになされたもので、エンジン負荷が大きいときは、エンジン負荷に対するコンプレッサへの駆動トルクの配分値 T_2 を求めることによりそれに見合っコンプレッサの吸入圧力を制御するようにして、高負荷時のエンジン負担を、空調性を害する事なく満足するようにする車輦用空気調和装置の制御方法を得ることを目的とする。

〔問題点を解決するための手段〕

この発明に係る車輦用空気調和装置の制御方法は、熱負荷と吸入圧力設定値 P_{s1} からコンプレッサ駆動トルクの予想値 T_1 を演算し、この予想値 T_1 と、エンジン負荷に関連して求めたコンプレッサへの駆動トルク配分値 T_2 とを比較し、この比較値に基づき、吸入圧力設定値 P_s の大きさを制御する。〔作用〕

この発明における車輦用空気調和装置の制御方法は、熱負荷の大きさに関連して設定した特性Xより吸入圧力設定値 P_{s1} を求める。この吸入圧力設定値 P_{s1} と熱負荷と特性Vとからコンプレッサ

の駆動トルクの予想値 T_1 を求める。またエンジン負荷の大きさに関連して設定した特性Wでコンプレッサの駆動トルクの配分値 T_2 を求める。上記予想値 T_1 と配分値 T_2 とを比較し、上記配分値 T_2 が予想値 T_1 より大きい場合は吸入圧力制御手段により上記吸入圧力設定値 P_{s1} に設定し、上記配分値 T_2 が予想値 T_1 より小さい場合は、上記配分値 T_2 に関連して設定した上記特性Vより吸入圧力設定値 P_{s2} を求め、上記吸入圧力制御手段により上記吸入圧力設定値 P_{s2} に設定する。

〔発明の実施例〕

以下この発明の一実施例を第1図乃至第13図を用いて説明する。なお第14図と同じものは同一の符号を用いて説明を省略する。第1図は本発明による車輦用空気調和装置の制御方法の一実施例を示すブロック図であり、同図において、41はアクセル踏み込み量センサ31又は傾きセンサ32の信号を処理してエンジン負荷を演算するエンジン負荷演算手段、42は上記エンジン負荷演算手段41の出力(エンジン負荷)と第4図の特性Wとよりコン

プレッサ1への駆動トルクの配分値 T_2 を演算する配分値演算手段、47はコンプレッサ駆動トルクの予想値演算手段46により求められた駆動トルクの予想値 T_1 と、上記駆動トルクの配分値 T_2 とを比較し、判定結果を吸入圧力設定値及びミックスドア開度を演算する補正演算手段48に出力する比較手段、43は内気センサ33、外気・日射センサ34、ミックスドア開度センサ35からの出力に基づき熱負荷を演算する熱負荷演算手段、44は上記熱負荷演算手段43の出力に基づき空気吹出し口から吹出すべき空気の温度の目標値を演算する目標吹出し温度演算手段、45は上記目標吹出し温度演算手段44の出力に基づきコンプレッサ吸入圧力設定値 P_{s1} 、ミックスドアの開度 θ を演算する吸入圧力設定値及びミックスドア開度を演算する演算手段である。上記コンプレッサ駆動トルクの予想値演算手段46は、上記コンプレッサ吸入圧力設定値 P_{s1} と第5図に示すように熱負荷の大小に応じてあらかじめ求められた特性Vに基づきコンプレッサ駆動トルクの予想値 T_1 を演算する。

上記補正演算手段48は比較手段47の判定結果に応じて演算手段45で演算されたコンプレッサ吸入圧力設定値 P_{s1} 、ミックスドア開度 θ_1 に吸入圧力制御手段49とミックスドア制御手段40を制御するか又は、次の処理を行なう。すなわち熱負荷と駆動トルクの配分値 T_2 より特性 V に基づき吸入圧力設定値 P_{s2} を演算し、かつ吸入圧力設定値 P_{s2} のときのミックスドアの補正開度 θ_2 を演算し、この吸入圧力 P_{s2} 、ミックスドア開度 θ_2 に吸入圧力制御手段49とミックスドア制御手段40を制御する。1はコンプレッサ、12はミックスドア制御手段40で制御されてミックスドアを駆動するアクチュエータである。ここで、特性 W はエンジン負荷に対し、コンプレッサへの駆動トルクの配分値 T_2 がどのようになるかをあらかじめ求めたものである。すなわち、エンジン負荷は車行走行時の負荷で、登坂時、加速時に大きくなり、あるいはダイナモ、コンプレッサ等の補機の動作に基づき変化するもので、例えば登坂時の坂の傾斜が急な場合と緩やかな場合を考えると、前者の場合の方

が後者よりエンジン負荷が大きく、従ってコンプレッサへ配分できるトルク T_2 （配分値 T_2 ）は小さくなる。このため、特性 W に示すようにコンプレッサ1への駆動トルクの配分値 T_2 はエンジン負荷が大きくなるにつれて小さくなっている。特性 W はあらかじめエンジン型に応じて種々の実験により求められ、上記配分値 T_2 に対応した吸入圧力 P_{s2} に設定すれば、エンジン負荷に見合ってコンプレッサにトルクを配分してエンジンに負担をかけることなく、空調が行なえるのである。なお、エンジン負荷の検出方法としては、第6図に示すようにアクセル踏み込み量センサにより検出されるアクセル踏み込み量の大きさに対するエンジン負荷の大きさを表す特性 F を、走路の速度又は加速度毎に求めてテーブル化しておき、これからエンジン負荷を読み出す方法、又は第7図に示すようにアクセル踏み込み量の大きさに対するエンジン負荷の大きさを表わす特性 E を、エンジンの回転数毎に求めてテーブル化しておき、これからエンジン負荷を読み出す方法、又は第8図に示すよ

うにキャブレター内のアクセル開度センサにより検出されるアクセルの開度の大きさに対するエンジン負荷の大きさを表わす特性 G を、マニホールドの負圧毎に求めてテーブル化しておき、これからエンジン負荷を読み出す方法、あるいは第9図(a)、(b)に示すように車輛全長方向に水平に位置されるガラス管17に水銀18を封入して傾きセンサ19を構成し、この傾きセンサ19の水銀18により短絡される導体14を抵抗体15に埋め込んで抵抗体15の両端15aより抵抗値を検出するようにしてもよい。すなわち第9図(b)に示す如く登坂の傾斜が大きいときと、第9図(a)に示す如く小さいときでは後者に対して前者は短絡される導体14に本数が少なく、このため抵抗体15の両端15a間の抵抗は大きくなる。

以上の構成による車輛用空調装置の制御方法を第2図のフローチャートを用いて以下説明する。

まず、ステップS1で、各センサ33、34、35より熱負荷信号が熱負荷演算手段43に入力されると、

ステップS2で熱負荷が演算され、ステップS3で目標吹出し温度演算手段44により目標吹出し温度が演算され、ステップS4で演算手段45により特性 X に基づき吸入圧力設定値 P_{s1} 及びミックスドア開度 θ_1 が演算され、ステップS5で吸入圧力設定値 P_{s1} 、ミックスドア開度 θ_1 、及び特性 V に基づきコンプレッサの駆動トルクの予想値 T_1 が演算される。

またステップS6で、各センサ31、32の信号をエンジン負荷演算手段41が取り込んでステップS7でエンジン負荷を演算し、ステップS8でエンジン負荷と特性 W よりコンプレッサ1への駆動トルクの配分値 T_2 を演算する。

ステップS9では駆動トルクの予想値 T_1 と駆動トルクの配分値 T_2 との大小を比較し、 $T_1 \leq T_2$ のとき、すなわち例えばエンジン負荷が小さくてコンプレッサの駆動トルクの予想値 T_1 より駆動トルクの配分値 T_2 が大きいときは、十分な能力でコンプレッサを運転できるので、ステップ10で演算手段45によって上記吸入圧力設定値 P_{s1} 、ミックスドア開

度 θ_1 になるように吸入圧力制御手段49、ミックスドア制御手段40を設定する。これにより熱負荷の大きさに見合ってこれ等が制御され、空調が十分なされる。

しかるに、 $T_1 \leq T_2$ ではないとき、すなわち登坂等でエンジン負荷が大きいときは、ステップ11及びステップ12で補正演算手段48により吸入圧力設定値 P_{s2} 、ミックスドア開度 θ_2 が演算され、ステップ13で上記吸入圧力設定値 P_{s2} 、ミックスドア開度 θ_2 となるように吸入圧力制御手段49及びミックスドア開度制御手段40が設定されるので、エンジン負荷に見合ってトルクがコンプレッサに配分され、登坂、加速等をスムーズに行なうことができる。

つぎに吸入圧力制御機構Dを備えた容量可変型コンプレッサ1の1例について、第10図乃至第13図を用いて説明する。

図において、1はコンプレッサであり、このコンプレッサ1は円筒状のケース2と、このケース2の端面にバルブプレート3を介して気密に取り

付けられたシリンダヘッド4と、他端面に気密に取り付けられたヘッド部材5とによって構成されている。

上記シリンダヘッド4内部には圧力調整弁6から成る吸入圧力制御機構Dが配設され、この圧力調整弁6の外周に吸入室7及び吐出室8が形成されている。上記吸入室7は空気調和装置の冷媒サイクルのエバポレータ80の出口に接続され、上記吐出室8は上記冷媒サイクルのコンデンサ81の入口に接続されている。

上記ケース2の内部には、冷媒圧縮のためのピストン機構20が配設されている。このピストン機構20はシリンダブロック21と、ピストン22によって構成され軸線が中心軸線と平行にして円周方向に複数等配されている。

上記ピストン22は、各シリンダ23内に矢印K方向に摺動自在に嵌装されている。又このピストン22はピストンロッド24が穿設され、このピストンロッド24には先端にボールジョイント24aが設けられている。

なお吐出室8の吐出ポート9の開口端には吐出弁10が設けられ、吸入室7の吸入ポート11にも図示しない吸入弁が設けられている。

こうして、上記ピストン機構20は、吸入室7内の低圧冷媒を吸入ポート11及び吸入弁を介してシリンダ23内へ吸入し、ピストン22により圧縮して、高温高圧冷媒を吐出ポート9及び吐出弁10を介して吐出室8内に吐出するようにされている。

次に上記ピストン機構を駆動するために、駆動機構50がクランク室26内に配設されている。この駆動機構50は、コンプレッサ1の略中心軸線上に沿って回転自在に配設された駆動軸25と、上記駆動軸25の他端に嵌着された腕部材52と、上記駆動軸25の外周に配設されたスライダ54と、このスライダ54の外周に配設された揺動板55とによって構成されている。

上記駆動軸25の他端は、ヘッド部材5を貫通して外方に延出され、この延出された延出端部25bには車載エンジンの出力軸側アーリと駆動ベルト(図示せず)によって連結される図示しないマグ

ネットクラッチが装着される。

一方、上記スライダ54は、略円筒状をなし、上記駆動軸25上を軸線方向(矢印K方向)に摺動可能で、かつ駆動軸25と共に回転するようになっており、駆動軸25内に嵌装された内部スライダ54aとコイルスプリング13によってシリンダブロック21側に押圧されている。

上記揺動板55は、円板状をなし、中心孔が上記スライダ54に遊嵌され、このスライダ54にトラニオンピン59を介して回転自在に連結されている。従って上記揺動板55はコイルスプリング13により傾斜角度 θ 減少側に付勢されている。

上記揺動板55の腕部材52側端面の所定位置には第2図に示すように径方向に向けて平行案内内部55aが突設されており、この平行案内内部55a、腕部材52との間にはコイルスプリング16が張設され、このスプリング16によって腕部材52の先端のカム面52cに揺動板55の端面が当接される。

こうして、上記揺動板55は、カム面52cを回動中心として、矢印H方向に回動し垂直面に対する

角度 θ が所定範囲内で変化するようになっている。更に揺動板55の一端面には、各ピストン22のピストンロッド24のボールジョイント24aが円周方向に揺動自在に連結されている。

こうして、上記揺動板55の回転によって、あるシリンダ23に揺動板55のカム面52cの当接する位置が近づくとピストン22はシリンダヘッド4側に揺動して冷媒を圧縮吐出し、離れるとピストン22はヘッド部材5側へ揺動して冷媒を吸入する。又揺動板55はクランク室26内に漏れてきた冷媒の圧力 P_c 及びコイルスプリング13の付勢力とシリンダ23内の圧力 P_d (ピストン22の反力)との差に応じて垂直面に対する傾斜角度 θ が変化し、この傾斜角度の変化によりピストン22のストロークが増減される。すなわち冷媒の吐出吸入量が増減される。上記クランク室26内の圧力を調整して揺動板55の傾斜角度 θ を制御するために、圧力調整弁6がシリンダヘッド4内に設けられている。

この圧力調整弁6は第12図及び第13図に示すようにケース61と吸入室7(低圧冷媒側)とクラン

ク室26との連通口21cを開閉し、かつ吸入室7内の圧力を受ける受圧面62aを有する弁体62と、熱負荷82からの外部信号(内気センサ33、外気・日射センサ34、ミックスドア開度センサ35からの状態信号)に基づいて上記制御方法を行なって吸入圧力制御手段49からケーブル77を介して供給される電流値によってソレノイド63が励磁し、これにより可動鉄芯64がこの可動鉄芯64を付勢するコイルスプリング65と共に固定鉄芯66に近づくように作動して伝達して伝達ロッド67を介して弁体62の開度を制御する電磁アクチュエータ68と、弁体62と可動鉄芯64との間に位置し、固定鉄芯66とサポート板69とに揺動自在に嵌合され、弁体62と可動鉄芯64との相互変位を伝達するとともに可動鉄芯64と固定鉄芯との位置関係(隙間Z)を設定する機能を有する伝達ロッド67と、サポート板69と伝達ロッド67とを覆い、かつ弁体62とロー付(あるいは半田付)等によって一体にアセンブリされるベローズ78とから成る。またコイルスプリング65はその取付座74がネジ軸75に螺着されていることに

よって取付座74のセット位置を変更するとばね力を変えられるようになっている。

こうして、弁体62の開度は、ソレノイド63に電流が供給されないとき、すなわち電磁アクチュエータ68がoff時にはばね力(コイルスプリング65、ベローズ78)と吸入室7内の圧力 P_s とによって決まる(通常開弁圧が高く開いている。)が熱負荷82によってエバポレータ80の吐出圧力 P_m が変化すること及びエバポレータ80とコンプレッサ1との間の圧力損失のため冷媒の実質的に蒸発圧力が変化し、所定の冷房能力が得られない。そこでソレノイド63に吸入圧力制御手段49から電流が供給される。すなわち電磁アクチュエータ68on時にはソレノイド63に供給される電流値によって変わる固定鉄芯66の吸引力とばね力変化分と吸入室7内の圧力 P_s によって決まり、電磁アクチュエータ63の補正が加えられてクランク室26内の圧力 P_c が調整され、揺動板55の傾斜角度 θ が決まり冷媒の吐出吸入量が調整される。

例えば熱負荷82が低下するとエバポレータ80の

吐出圧力 P_m 温度が共に低くなる。その結果吸入圧力制御手段49からソレノイド63に供給する電流が多くなり、固定鉄芯66の吸引力が強くなって弁体62の開度が小さくなるためクランク室26内の圧力 P_c が高くなり、揺動板55の傾斜角度 θ が小さくなってコンプレッサ1の吐出吸入容量が減少する。したがってコンプレッサ1の吸入量が減少したのでエバポレータ80の吐出圧力 P_m が上昇し、かつ吐出量が減少したので冷媒流量も減少しコンプレッサ1とエバポレータ80との間の圧力損失も減少してエバポレータ80の圧力 P_m は一定に保たれる。一方熱負荷が増加した場合は上記の逆の作用によってコンプレッサ1の吐出吸入量が増大し、圧力 P_m が一定に保たれる。

このように、同一設定条件においては熱負荷の変化にかかわらず蒸発圧力が一定になるように吸入圧力制御手段49で圧力調整弁6を補正するので、所望の冷房状態を保^つことができる。

以上本発明において、エンジン負荷に対するコンプレッサ駆動トルクの配分値 T_2 を求めることに

よりそれに見合つてコンプレッサの吸入圧力を制御するようにして、高負荷時のエンジン負担を、空調性を害することなく満足できる車輛用空調装置の制御方法を得る。

〔效果〕

以上説明したように本発明によれば熱負荷と、この熱負荷の大きさに関連して求めた吸入圧力設定値 P_{s1} とからコンプレッサの駆動トルクの予想値 T_1 を演算する一方、この駆動トルクの予想値 T_1 と、エンジン負荷の大きさに関連して特性 W で求めた駆動トルクの配分値 T_2 とを比較し、この駆動トルクの配分値 T_2 が駆動トルクの予想値 T_1 より大きいときは、吸入圧力制御手段 49 を吸入圧力設定値 P_{s1} に設定し、駆動トルクの配分値 T_2 が駆動トルクの予想値 T_1 より小さいときは、吸入圧力制御手段 49 を吸入圧力設定値 P_{s2} に設定したので、コンプレッサ駆動に基づくエンジン負荷が増加せず、登坂、加速がスムーズに行なえる。また、駆動トルク予想値 T_1 と駆動トルクの配分値 T_1 の大小に応じて吸入圧力制御手段 49 の制御を切替えているの

で、より実際に即した正確な空気調和の制御がなされる。

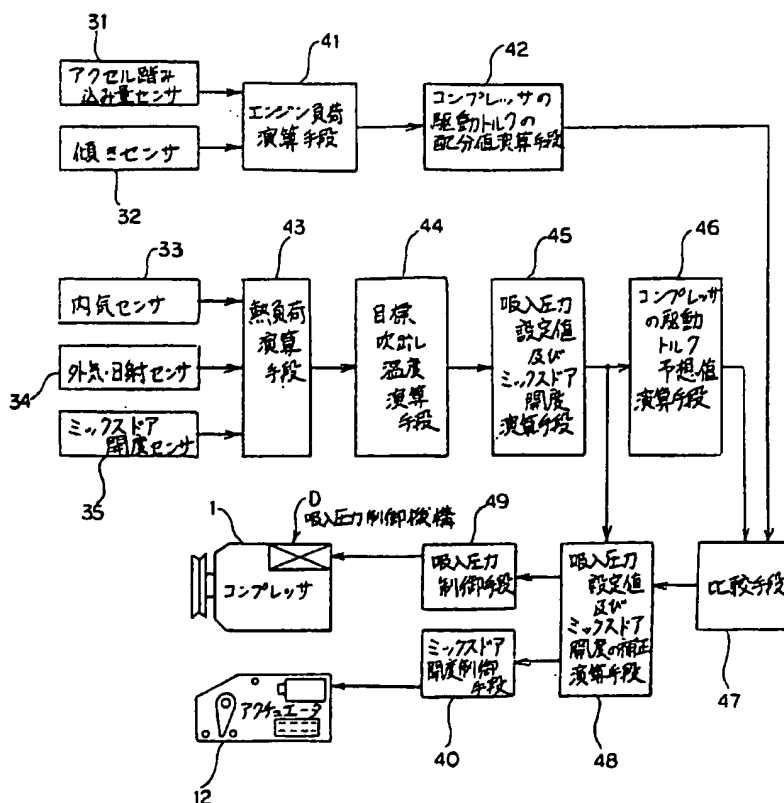
4. 図面の簡単な説明

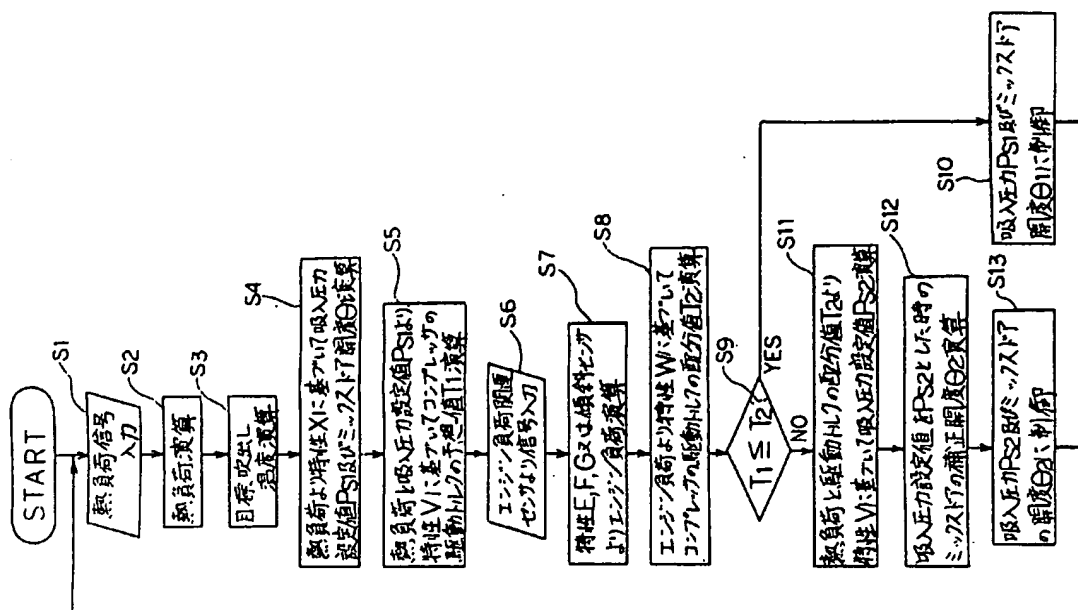
第1図及び第2図はこの発明の一実施例の車船用空気調和装置の制御方法のブロック図及びフローチャート図、第3図乃至第9図は各演算手段のための特性図及びセンサ、第10図乃至第13図は可変容量型コンプレッサの断面平面図、断面側面図、及び吸入圧力制御機構の断面側面図、断面部分図、第14図は従来の車船用空気調和装置の構成図である。

1 ……コンプレッサ、12 ……アクチュエータ
31, 32, 33, 34, 35 ……センサ、41, 42, 43, 44,
45, 46, 47, 48 ……演算手段、47 ……比較手段、
40 49 ……制御手段。

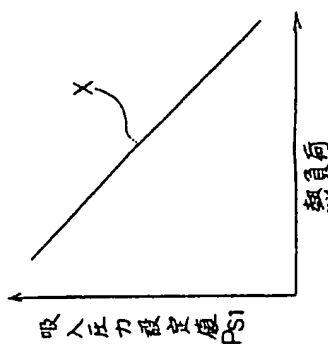
代理人 富 國 越 一

第1図

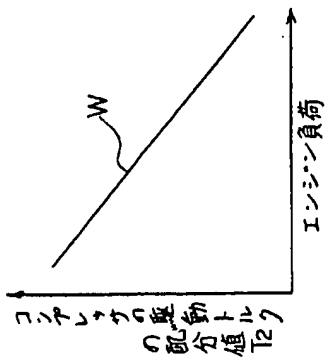




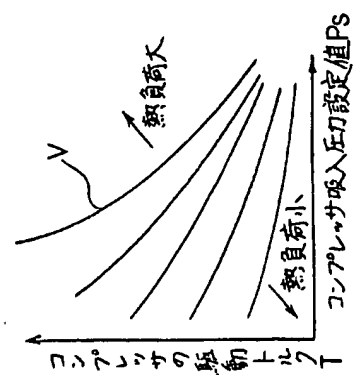
2人



第三回



第4回



第五回

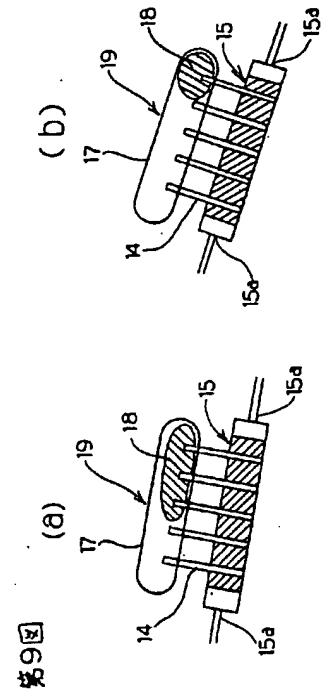
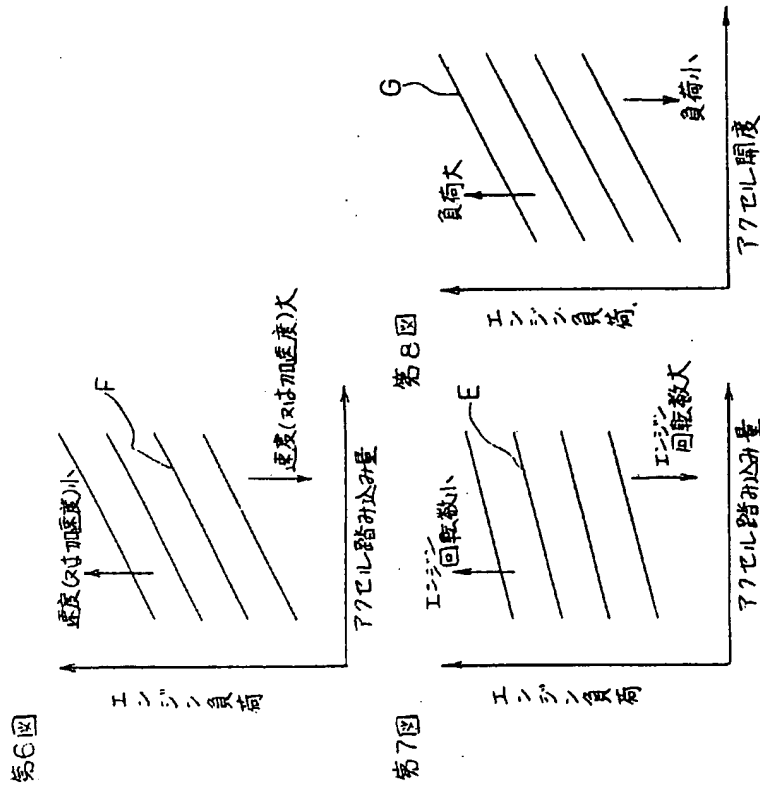
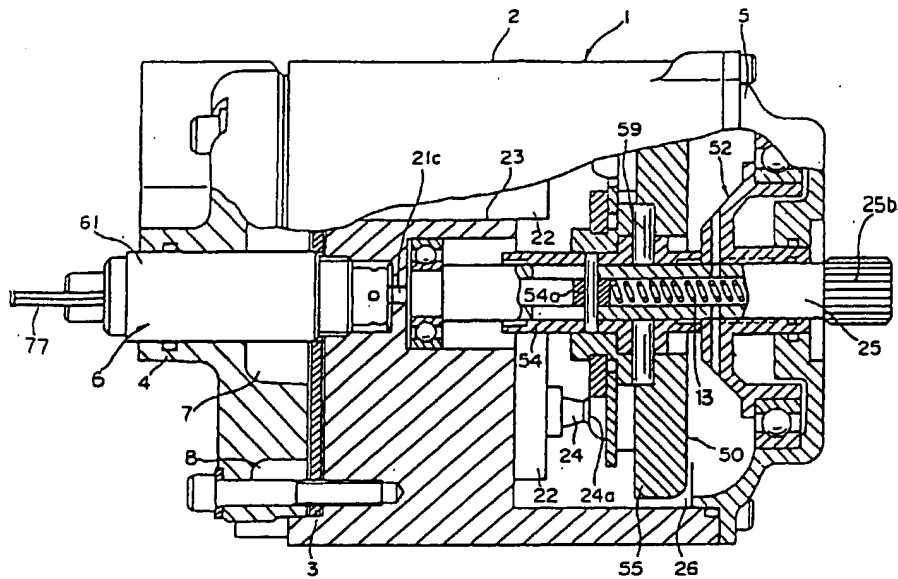


図10



第14図

